

граммном комплексі ANSYS Workbench. С використанням побудованої кінечно-елементної моделі визначалися максимальні контактні тиски і довжини полюсів контактної площадки. Картина розподілу контактної зони і контактних тисків показані на рис. 2.

Во время проведенного исследования были получены значения максимальных контактных давлений, длин больших и меньших полюсов контактного пятна с помощью рассматриваемых методов. Также были получены эпюры распределения контактных давлений.

На рис. 3 представлена эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода I. Характер распределения контактных давлений в сечениях – эллиптический. На рис. 4 представлена эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода II. Характер распределения контактных давлений соответствует параболической функции.

На рис. 5 представлена эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода III. Полученные значения для максимальных контактных давлений (P_{max}), большей и меньшей полюсов контакта (a и b соответственно) приведены в таблице.

Висновок. В статті описані результати дослідження розподілу контактних тисків для випадку контакту тіл з близькими радіусами кривизни вздовж одного з головних напрямків, отриманих з допомогою різних методів. Епюри, отримані з допомогою численного дослідження, мають характер розпо-

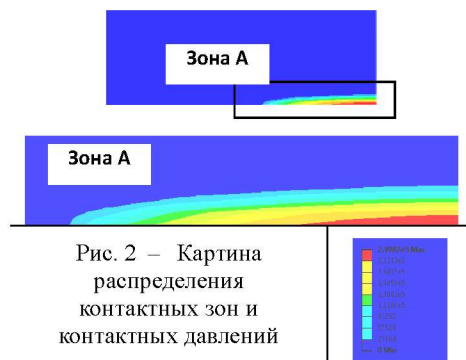


Рис. 2 – Картина распределения контактных зон и контактных давлений

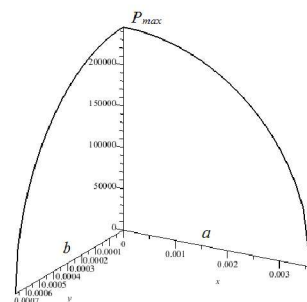


Рис. 3 – Эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода I

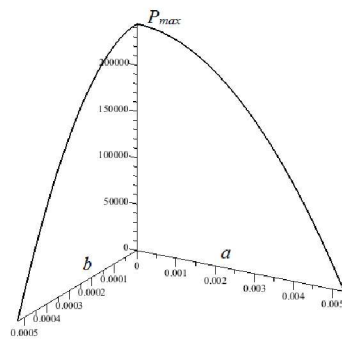


Рис. 4. Эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода II

Таблица – Характеристики контактных зон и напряжений, полученные различными методами

Параметры	Метод I	Метод II	Метод III
P_{max} , МПа	24,6	24,5	24,9
a , мм	0.36	0.53	0.58
b , мм	0.078	0.053	0.057

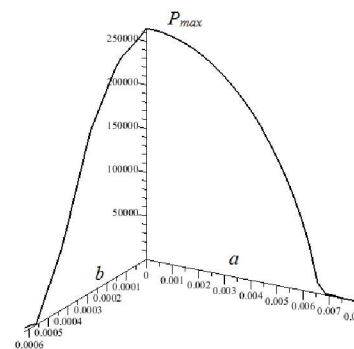


Рис. 5 – Эпюра распределения контактного давления, полученная с помощью метода III

деления контактного давления примерно такой же, как и эпюра, полученная с помощью метода Герца.

Предложенный в статье подход будет использован в дальнейшем для исследования контактного взаимодействия при варьировании различных параметров, таких как размеры и форма контактирующих тел, величина прижимающего усилия, радиус кривизны.

Список литературы: 1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 2. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопровильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Ткачук Николай Николаевич. – Харьков, 2010 – 203 с. 3. Belytschko T., Liu W.K. and Moran B. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. – 600 pp. 4. Понев А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев: НУК, 2008 – 580 с. 5. Негрובה Н.Б. Особенности распределения контактных зон и давлений при контакте тел конечных размеров по поверхностям близкой формы / Ткачук Н.Н., Негрובה Н.Б., Ткачук Н.А. // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Проблемы механического привода. – 2012. – №36. – С. 164-169. 6. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper. Math. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171.

Поступила в редколлегию 20.10.12

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., гл. инж. проекта КО РС ПАО „НКМЗ”, Краматорск;
Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ПАО „НКМЗ”;
Н.Д. ВОРОБЬЕВ, к.т.н., проф., зав. каф. теор. мех-ки БГТУ, Белгород;
М.Г. СУКОВ, нач. производства ПАО „НКМЗ”;
И.Ю. НЕЧЕПОРЕНКО, начальник отдела КО РС ПАО „НКМЗ”;
Ю.П. ГАВРИШ, зам. начальника ОК ПАО „НКМЗ”;
В.Н. ЧЕЧЕНЕЦ, нач. бюро КО РС ПАО „НКМЗ”;
Д.И. ДОНСКОЙ, вед. инж., ПАО „НКМЗ”

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРАХ

На основі теорії синтезу просторових зачеплень розроблена математична модель черв'ячної пари загального виду по осовому перерізу витка черв'яка, профіль якого заданий довільною гладкою кривою лінією. Для поліпшення умов роботи і якісних параметрів черв'ячної передачі сполучені поверхні утворюють опукло-увігнутий контакт близької кривизни. Керуюча програма, розроблена

© В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, Н.Д. Воробьев, М.Г. Суков, И.Ю. Нечепоренко, Ю.П. Гавриш, В.Н. Чеченец, Д.И. Донской

на основі створеної математичної моделі, завантажувється в СЧПУ універсального обробного центра для відтворення робочих поверхонь черв'яка й колеса.

Ключові слова: синтез просторових зацеплень, математична модель, черв'ячна передача, черв'ячна пара

На основе теории синтеза пространственных зацеплений разработана математическая модель червячной пары общего вида по осевому сечению витка червяка, профиль которого задан произвольной гладкой кривой линией. Для улучшения условий работы и качественных параметров червячной передачи сопряженные поверхности образуют выпукло-вогнутый контакт близкой кривизны. Управляющая программа, разработанная на основе созданной математической модели, загружается в СЧПУ универсального обрабатывающего центра для создания рабочих поверхностей червяка и колеса.

Ключевые слова: синтез пространственных зацеплений, математическая модель, червячная передача, червячная пара

On the basis of the theory of synthesis of spatial meshings the mathematical model of worm pair a general view on axial section of a coil of the worm which profile is set by any smooth curve is developed. For improvement of working conditions and qualitative parameters of the worm gear, the interfaced surfaces organize is convex - concave contact of nearest curvature. The operating program developed on the basis of created mathematical model, boots in NC-system the universal treating centre for generation of a worm and gear working surfaces.

Keywords: synthesis of spatial links, mathematical model, worm-gear, worm pair.

В настоящее время машиностроение испытывает большие затруднения, вызванные глобальным экономическим кризисом. Падение спроса на товарную продукцию длительного пользования, к которой относится продукция тяжелого машиностроения, обуславливает снижение объемов производства и обострение конкурентной борьбы за рынки сбыта. Предпочтение отдается недорогому товару с высокими технико-экономическими характеристиками. В тяжелом машиностроении, в условиях единичного и мелкосерийного производства, изготовление подобных изделий может осуществляться на высокопроизводительном, многофункциональном, легко переналаживаемом оборудовании, таком, как универсальные обрабатывающие центры, где достигаемые точность и чистота обработки поверхностей могут приближаться к аналогичным параметрам, полученным шлифованием.

Особенность червячных передач заключается в значительном перепаде твердостей сопряженных поверхностей витка червяка и зубьев червячного колеса, что достигается изготовлением зубчатых венцов червячных колес из бронзы, а также термической обработкой стальных червяков с последующим шлифованием. Поэтому рабочие поверхности червяка рассматриваются с позиции технологической перспективы финишной обработки шлифовальным кругом, для чего последний должен иметь, по возможности, простую геометрическую форму, удобную для правки шлифовального камня.

Технико-экономические параметры во многом зависят от интеллектуальной составляющей заложенной в выпускаемой продукции. Для повышения к.п.д., нагрузочной способности и ресурса работы Г. Ниманн предложил червячные передачи с выпукло-вогнутыми контактными поверхностями. Червяк имеет вогнутый профиль в осевом и нормальном сечениях. Вогнутая поверх-

ность витка червяка сопрягается с выпуклой поверхностью зуба колеса, форма линий контакта способствует образованию устойчивого гидродинамического масляного клина. Червяк обрабатывается дисковым инструментом тороидной формы, боковая поверхность которого в осевом сечении очерчена по дуге окружности [1, 2].

По результатам геометрической теории червячного зацепления, предложенного Г. Ниманном, фирма Flender (Германия) разработала промышленный ряд червячных редукторов с цилиндрическими червяками типа Cavex, шлифуемыми тороидным кругом. В соответствии с каталогом фирмы Flender, червячные редукторы Cavex рассчитаны на передачу номинальной мощности до $P_{\text{ном}} \leq 330$ кВт, номинального крутящего момента на тихоходном валу $T_{2\text{ном}} \leq 12600$ Нм, кратковременного максимального крутящего момента на тихоходном валу $T_{2\text{max}} \leq 21000$ Нм. Изделия фирмы Flender успешно реализуются на рыночных площадках всего мира, причем червячные редукторы Cavex доминируют на мировом рынке аналогичной продукции.

Более поздние разработки и исследования червячных передач и редукторов с выпукло-вогнутым контактом сопряженных поверхностей в зацеплении, выполненные Ф. Л. Литвиным [3, 4], И. С. Кривенко [5] и др. авторами, не нашли промышленного применения.

Новые, более широкие технологические возможности современного металлорежущего оборудования, в частности, универсальных обрабатывающих центров, позволяют более свободно профилировать рабочие поверхности зацепления червячной пары. Рассмотрим синтез рабочих поверхностей червячной пары применительно к условиям тяжелого машиностроения, отличающимся более высокими нагрузками, часто имеющими ударный характер.

Главное отличие червячной передачи от других передач зацеплением состоит в геометрическом расположении осей червяка и червячного колеса, скрещающихся, как правило, под прямым углом. В тяжелом машиностроении неизвестны случаи применения неортогональных червячных передач. Скрещивание осей послужило причиной разнесения опор червяка на значительное расстояние друг от друга, что понизило жесткость червяка. При больших нагрузках червяк испытывает значительные деформации, что нарушает заданные условия зацепления сопряженных поверхностей, приводит к отклонениям от формы и положения контактных линий, интерференции активных поверхностей зубьев в зоне контакта. Глободные червяки обладают несколько более высокой жесткостью, что также оказывает положительное действие на повышение их нагрузочной способности [6].

В наибольшей степени интерференция зубьев касается червячного зацепления, разработанного Г. Ниманном для червячных передач Cavex, правильное сопряжение червяка с червячным колесом можно получить лишь при отсутствии значительных изгибных деформаций червяка, вызывающих эффект, подобный отклонению межосевого расстояния передачи. В реальных условиях червяк испытывает сложное напряженно-деформированное состояние, где наряду с изги-

бом заметное место занимают и деформации кручения. В нормальном сечении червяк очерчен вогнутой кривой приближенной к дуге окружности, с зубом колеса образует линейчатый контакт выпукло-вогнутых поверхностей близкой кривизны. Червячное зацепление Г. Ниманна чувствительно к деформациям червяка, как и к отклонениям межосевого расстояния, аналогичный отрицательный эффект имеет место и в зацеплении М.Л. Новикова [7].

Червячные редукторы Savex не отвечают уровню нагрузок, действующих на исполнительные механизмы рабочих органов тяжелых машин. Необходимо подобрать рабочий профиль червяка таким образом, чтобы червячное зацепление формировалось на основе непрерывного линейчатого выпукло-вогнутого контакта сопряженных поверхностей близкой кривизны, нечувствительного к деформациям червяка.

Рассмотрим декартовы системы координат: x, y, z – неподвижная; x_1, y_1, z_1 – подвижная, жестко связанная с червяком; x_2, y_2, z_2 – подвижная, жестко связанная с червячным колесом (рис. 1). Ось z_1 направлена вдоль оси червяка, ось z_2 – вдоль оси червячного колеса. Вспомогательная система координат x', y', z' – неподвижная, которую можно получить поступательным перемещением системы координат x, y, z вдоль оси x на величину межосевого расстояния – a .

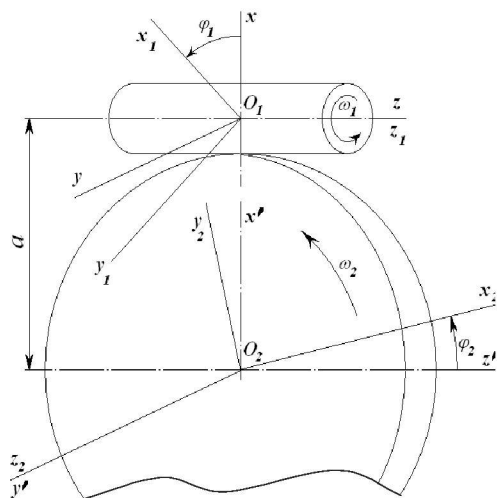


Рис. 1 – Геометрический аналог червячной пары

Для выражения координатных функций x_2, y_2, z_2 через x_1, y_1, z_1 воспользуемся системой (1):

Установим связь между системами координат x, y, z и x_1, y_1, z_1

$$\left. \begin{aligned} x &= x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1, \\ y &= x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1, \\ z &= z_1, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x \cos \varphi_1 + y \sin \varphi_1, \\ y_1 &= -x \sin \varphi_1 + y \cos \varphi_1, \\ z_1 &= z, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

а также связь между системами координат x, y, z и x_2, y_2, z_2 :

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (x + a) \sin \varphi_2 + z \cos \varphi_2, \\ y_2 &= (x + a) \cos \varphi_2 - z \sin \varphi_2, \\ z_2 &= y, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} x &= x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2 - a, \\ y &= z_2, \\ z &= x_2 \cos \varphi_2 - y_2 \sin \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1 + a) \sin \varphi_2 + z_1 \cos \varphi_2, \\ y_2 &= (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1 + a) \cos \varphi_2 - z_1 \sin \varphi_2, \\ z_2 &= x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

С помощью систем уравнений (2) и (4) выразим координатные функции x_1, y_1, z_1 через x_2, y_2, z_2

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= (x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2 - a) \cos \varphi_1 + z_2 \sin \varphi_1, \\ y_1 &= -(x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2 - a) \sin \varphi_1 + z_2 \cos \varphi_1, \\ z_1 &= x_2 \cos \varphi_2 - y_2 \sin \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

В выражениях (6) значения x_2, y_2, z_2 служат аргументами координатных функций x_1, y_1, z_1 , соответственно, в уравнениях (5) координаты x_1, y_1, z_1 являются аргументами координатных функций x_2, y_2, z_2 . Из изложенного можно заключить следующее: дифференциалы dx_1, dy_1, dz_1 представляют приращения координатных функций x_1, y_1, z_1 , вызванные элементарным перемещением соответствующей точки поверхности зуба червячного колеса, при повороте червяка на угол $d\varphi_1$.

Дифференциалы dx_2, dy_2, dz_2 представляют приращения координатных функций x_2, y_2, z_2 , вызванные элементарным перемещением соответствующей точки поверхности витка червяка при его повороте на угол $d\varphi_1$.

Определим частные производные $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial y_1}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial z_1}{\partial \varphi_1}$ и $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1}, \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1}$, для чего воспользуемся уравнениями (6):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi_1} &= x_2 (i_{21} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2) - \\ &\quad - y_2 (i_{21} \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + \sin \varphi_1 \cos \varphi_2) + z_2 \cos \varphi_1 + a \sin \varphi_1, \\ \frac{\partial y_1}{\partial \varphi_1} &= -x_2 (i_{21} \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2) + \\ &\quad + y_2 (i_{21} \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - \cos \varphi_1 \cos \varphi_2) - z_2 \sin \varphi_1 + a \cos \varphi_1, \\ \frac{\partial z_1}{\partial \varphi_1} &= -i_{21} (x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = \text{const}$, ω_1, ω_2 – соответствующие угловые скорости червяка и червячного колеса.

В уравнениях (7) заменим координаты x_2, y_2, z_2 их значениями по формулам (5):

$$\left. \begin{aligned} \partial x_1 / \partial \varphi_1 &= y_1 + i_{21} z_1 \cos \varphi_1, \\ \partial y_1 / \partial \varphi_1 &= -(x_1 + i_{21} z_1 \sin \varphi_1), \\ \partial z_1 / \partial \varphi_1 &= -i_{21} (x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1 + a). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Продифференцируем уравнения (5):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1} &= x_1(i_{21} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2) - \\ &\quad - y_1(i_{21} \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \varphi_1 \sin \varphi_2) - i_{21}(z_1 \sin \varphi_2 - a \cos \varphi_2), \\ \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} &= -x_1(i_{21} \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + \sin \varphi_1 \cos \varphi_2) + \\ &\quad + y_1(i_{21} \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - \cos \varphi_1 \cos \varphi_2) - i_{21}(z_1 \cos \varphi_2 + a \sin \varphi_2), \\ \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1} &= x_1 \cos \varphi_1 - y_1 \sin \varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

В уравнения (9) подставим значения координат x_1, y_1, z_1 из формул (6):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial x_2}{\partial \varphi_1} &= i_{21} y_2 - z_2 \sin \varphi_2, \\ \frac{\partial y_2}{\partial \varphi_1} &= -(i_{21} x_2 - z_2 \cos \varphi_2), \\ \frac{\partial z_2}{\partial \varphi_1} &= x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2 - a. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

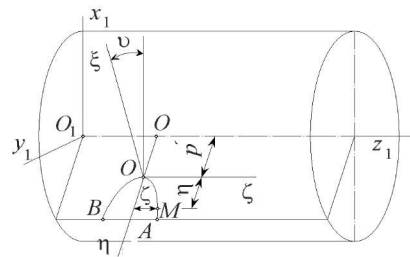


Рис. 2 – Моделирование поверхности червяка

Осевой профиль поверхности червяка зададим гладкой плоской кривой линией AOB (рис. 2). Система координат x_1, y_1, z_1 жестко связана с заготовкой червяка. Принимается подвижная система координат ξ, η, ζ с началом координат в точке O , расположенной на стыке правой OA и левой OB частей образующей граней витка червяка на некотором цилиндре радиуса ρ . Ось ζ параллельна оси z_1 и совпадает с образующей указанного цилиндра. Образующая кривая AOB лежит в координатной плоскости η, ζ .

В начальный момент формообразования активных поверхностей витка червяка ($\nu = 0$), оси ξ и η соответственно параллельны осям x_1 и y_1 . При повороте системы координат ξ, η, ζ на некоторый угол ν кривая AOB переместится вдоль оси z_1 на расстояние $OO' = \rho\nu$, где $p = t/2\pi$ – параметр винтовой поверхности; t – шаг винтовой поверхности. Угол подъема винтовой линии λ , описываемой точкой O – началом координат ξ, η, ζ , т. е. $\tan \lambda = \frac{p}{\rho}$.

Выразим подвижные координаты ξ, η, ζ через x_1, y_1, z_1 , а координаты x_1, y_1, z_1 выразим, соответственно, через ξ, η, ζ :

$$\left. \begin{aligned} \xi &= x_1 \cos \nu + y_1 \sin \nu, \\ \eta &= -x_1 \sin \nu + y_1 \cos \nu - \rho, \\ \zeta &= z_1 - \rho\nu, \end{aligned} \right\} \quad (11) \quad \left. \begin{aligned} x_1 &= \xi \cos \nu - (\eta + \rho) \sin \nu, \\ y_1 &= \xi \sin \nu + (\eta + \rho) \cos \nu, \\ z_1 &= \rho\nu + \zeta. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

В соответствии с рис. 2 в уравнении (12) положим $\xi = 0$, получим параметрическое уравнение боковой поверхности червяка общего вида, заданного с помощью некоторой гладкой кривой линии AOB , совпадающей с осевым сечением поверхности червяка.

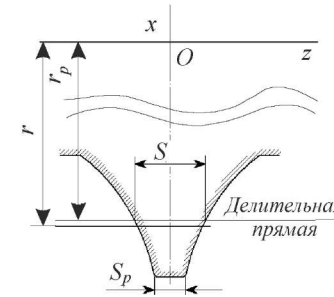


Рис. 3 – Осевой профиль витка червяка:
 r, r_p – радиусы делительного и начального цилиндров червяка; S, S_p – осевая толщина витка червяка на делительном и начальном цилиндрах

В уравнения (1) подставим значения координатных функций x_1, y_1, z_1 из выражений (12), получим

$$\left. \begin{aligned} x &= \xi \cos(\nu + \varphi_1) - (\eta + \rho) \sin(\nu + \varphi_1), \\ y &= \xi \sin(\nu + \varphi_1) + (\eta + \rho) \cos(\nu + \varphi_1), \\ z &= p(\nu + \varphi_1) + \zeta - p\varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Осевой профиль витка червяка (рис. 3) – линия AOB лежит в плоскости η, ζ , запишем уравнение этой образующей в системе координат ξ, η, ζ

$$\xi = 0, \quad \zeta = \zeta(\eta). \quad (14)$$

Подставим значения координатных функций (14) в равенства (13), получим уравнения боковой поверхности червяка произвольного профиля в неподвижной системе координат

$$\left. \begin{aligned} x &= -(\eta + \rho) \sin(\nu + \varphi_1), \\ y &= (\eta + \rho) \cos(\nu + \varphi_1), \\ z &= p(\nu + \varphi_1) + \zeta(\eta) - p\varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Исключим параметры η и ν из уравнений (15), получим уравнение винтовой поверхности червяка произвольного профиля в координатной форме:

$$z = p \left(\pi - \arcsin \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) + \zeta(\eta) - p\varphi_1, \quad (16)$$

или, аналогично уравнению (16)

$$z = p \left(\pi + \arccos \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) + \zeta(\eta) - p\varphi_1, \quad (17)$$

где $\eta = \sqrt{x^2 + y^2} - \rho$.

Образующая червяка AOB задана в осевом сечении червяка η, ζ . Во втором уравнении системы (15) зададим $y = 0$, получим параметрическое уравнение профиля осевого сечения червяка (см. рис. 3)

$$\left. \begin{aligned} x &= -(\eta + \rho) \sin(\psi + \varphi_1), \\ z &= p(\psi + \varphi_1) + \zeta(\eta) + z_0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

В соответствии с рис. 3 и с помощью системы (18) для осевого сечения червяка $x = -r$, $z = S/2$ определим значение z_0 :

$$z_0 = S/2 - (3/2)\pi p - \zeta_s(\eta), \quad (19)$$

где $\zeta_s(\eta)$ – значение функции $\zeta(\eta)$, соответствующее значению $\eta = r - \rho$.

Уравнение осевого сечения червяка в координатной форме получим, воспользовавшись уравнением (16), при этом наложим дополнительное условие ($\psi = 0$)

$$z = (3/2)\pi p + \zeta(\eta) + z_0. \quad (20)$$

Торцовое сечение червяка определим из системы уравнений (15), полагая в третьем уравнении $z = 0$, получим $p(\psi + \varphi_1) + \zeta(\eta) - p\varphi_1 = 0$, откуда определим величину суммарного угла $(\psi + \varphi_1)_{(z=0)}$:

$$(\psi + \varphi_1)_{(z=0)} = -(1/p)[\zeta(\eta) - p\varphi_1]. \quad (21)$$

Из системы (15) с учетом значения (21) получим уравнение торцевого сечения червяка произвольного профиля:

$$\left. \begin{aligned} x &= -(\eta + \rho) \sin\{-(1/p)[\zeta(\eta) - p\varphi_1]\}, \\ y &= (\eta + \rho) \cos\{-(1/p)[\zeta(\eta) - p\varphi_1]\}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

На основе теории синтеза пространственных зацеплений разработана математическая модель червячной пары общего вида по осевому сечению витка червяка, профиль которого задан произвольной гладкой кривой линией. Для улучшения условий работы и качественных параметров червячной передачи сопряженные поверхности образуют выпукло-вогнутый контакт близкой кривизны. Полученные зависимости обеспечивают возможность использования *любой* гладкой плоской кривой линии в качестве образующей осевого сечения червяка, что позволяет подобрать рабочий профиль червяка таким образом, чтобы червячное зацепление формировалось на основе непрерывного линейчатого выпукло-вогнутого контакта сопряженных поверхностей близкой кривизны, нечувствительного к деформациям червяка.

В паре червяк – червячное колесо более простой деталью является червяк, активные поверхности которого образуются контуром зубчатой рейки, вытянутым вдоль винтовой линии. Поэтому в данном случае мы создаем модель червяка: на заготовке червяка строим профиль и воспроизводим его (рис. 4).

Следующим элементом симуляции является заготовка червячного колеса, которая получается путем вращения сечения относительно оси. Далее устанавливаются червяк и заготовка червячного колеса в рабочее положение, то есть оси тел

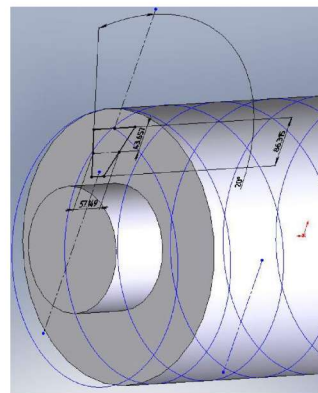


Рис. 4 – Построение винтовой линии и профиля червяка

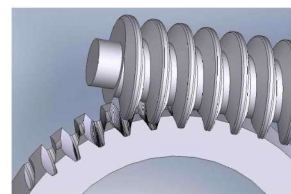


Рис.5 – Модель червяка и заготовки червячного колеса в рабочем положении

Заключение. При использовании универсальных обрабатывающих центров с ЧПУ для нарезки зубьев с помощью универсального инструмента, торцевых или шаровых фрез, основной проблемой является создание достоверной математической модели зуба.



Рис.6 – Нарезка зубьев на червячном колесе выполняется на универсальном многокоординатном обрабатывающем центре TOS Varnsdorf

скрещиваются под прямым углом, и расстояние между ними равно межосевому расстоянию червячной пары (рис. 5).

Затем выполняем Булеву операцию изъятия общего материала из заготовки колеса, поворачиваем червяк и заготовку колеса на углы φ_1 и φ_2 соответственно относительно собственных осей и повторяем операцию изъятия общего материала, в результате мы получаем на заготовке колеса впадину. Полученная модель червячного колеса передается в САЕ-систему для генерации управляющей программы для станка с ЧПУ. Управляющая программа, разработанная на основе созданной математической модели, загружается в СЧПУ универсального обрабатывающего центра для воспроизведения

рабочих поверхностей червяка и колеса (рис. 6).

На основе разработанной математической модели создается трехмерная модель зуба в САЕ-системе непосредственным моделированием впадины или, в случае сложной поверхности, моделированием процесса формирования зуба в условиях зацепления с сопрягаемой деталью. Полученная модель передается в САМ-систему для генерации управляющей программы для станка с ЧПУ, под управлением которой многокоординатный универсальный обрабатывающий центр нарезает зубья на заготовке.

Для описания достаточно сложной криволинейной поверхности зуба требуется мощный математический аппарат. Вычислительный процесс осложняется тем, что в зацеплении одновременно участвуют два сопряженных элемента, что многократно увеличивает объем вычислений. Ошибка хотя бы для одного элемента вызовет нарушение сопряженности рабочих поверхностей, что сделает невозможным работоспособность подобного зацепления. Упростить процесс практического синтеза зацепления для последующей генерации программы для стан-

ков с ЧПУ, избежать ошибок, позволяет операция симуляции нарезки зубьев или симуляции зацепления в CAD-системах для трехмерного моделирования.

Разработка новой технологии производства рабочих звеньев червячной передачи позволила уменьшить трудоемкость до 50%, снизить затраты на инструмент и технологическую оснастку, в значительной мере повысить коэффициент загрузки уникального высокопроизводительного оборудования, значительно повысить качество изготовления крупных червячных передач.

Использование многокоординатных универсальных обрабатывающих центров для нарезки рабочих поверхностей зубьев червячных передач снимает ограничения, налагаемые на профилирование витка червяка, исходя из требования по обеспечению возможности правки алмазным инструментом, упрощенного по форме шлифовального круга в процессе финишной обработки червяка. Это расширяет технологические возможности производства, связанные с оптимизацией условий контакта рабочих поверхностей червячной пары из условий образования гидродинамического масляного клина, снижения скорости скольжения, повышения контактной прочности, а также устойчивости к интерференции элементов зацепления при высоких нагрузках.

Список литературы: 1. Niemann G., Heyer E. Untersuchungen an Schneckenrrieben – «VDI», 1953. – № 6. – С. 147-157. 2. Niemann G. Grenzleistungen für gekühlte Schneckengetrieben – «VDI». – 1955. – № 10. – С. 128-133. 3. Литвин Ф.Л. Новые виды цилиндрических червячных передач. – М. – Л.: Машгиз, 1962. – 163 с. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с. 5. Кривенко И.С. Новые типы червячных передач на судах. – Л.: Судостроение, 1967. – 256 с. 6. Попов В.А. Цилиндрические червячные передачи с повышенными эксплуатационными свойствами // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 3. – С. 105-110. 7. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – К.: Техника, 1978. – 144 с.

Поступила в редакцию 16.09.2012

УДК 539.3

В.Б. ТРЕТЬЯКОВ, ген. дир. ПАО „Карловский маш. завод”, Карловка;
И.И. ИВАНЦОВ, тех. дир. ПАО „Карловский маш. завод”, Карловка;
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. науч. сотр. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”;
А.А. АТРОШЕНКО, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”

ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ СИЛОСНЫХ УСТАНОВОК

У роботі описані результати досліджень напружено-деформованого стану елементів силосу для зберігання зерна і інших продуктів. Розглянуті тестові завдання для гофрованих панелей силосу, для болтових з'єднань, а також для повної конструкції корпусу силосу. Описані проблемні чинники при побудові розрахункових моделей елементів силосу.

Ключові слова: напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, гофровані панелі.

© В.Б. Третьяков, И.И. Иванцов, О.В. Веретельник, А.А. Атрошенко

В работе описаны результаты исследований напряженно-деформированного состояния элементов силоса для хранения зерна и других продуктов. Рассмотрены тестовые задачи для гофрированных панелей силоса, для болтовых соединений, а также для полной конструкции корпуса силоса. Описаны проблемные факторы при построении расчетных моделей элементов силоса.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, силос, метод конечных элементов, гофрированные панели.

This paper describes the results of research of the stress-strained state of a silage for storage of grain and other products. Test problems are considered for corrugated panel's silage for bolted connections, as well as full body design silage. Described the problematic factors for building computational models of the elements of silage

Keywords: stress-strain state, silage, finite element method, corrugated panel.

Введение. С ростом объемов и направлений экономической деятельности в Украине особый интерес для практической деятельности представляют проекты с экономической выгодой. Такие проекты, как отмечается в работе [1], получили широкое распространение для хранения и переработки продукции сельского хозяйства. В частности, находят все большее применение возводимые конструкции силосов для хранения зерна, бобов, семечек и т.п. Конструкция силоса из сборных оцинкованных гофрированных панелей не требует капитальных строений; для возведения такой конструкции необходим надежный фундамент, подъемно-транспортная техника и команда строителей, которые в течении месяца сдают силос в эксплуатацию (рис. 1). В Украине широкое распространение силосные установки получили примерно с 2000 г. [1-4].



Рис.1 – Общий вид конструкции

Фирмы, использующие силосные установки такого типа, имеют преимущество по многим параметрам – они избавляют себя от громоздких конструкций из бетона, на строительство которых необходимо гораздо большее количество времени, финансовых затрат, и в первую очередь – безопасность. Создается впечатление простоты и надежности сооружений. Но, как подчеркивается в работе [1], при эксплуатации силосных установок возникает ряд проблемных ситуаций. Несущие элементы выходят из строя, болтовые соединения становятся ненадежными, возникают различного рода деформации, что приводит к выведению сооружения из строя. В связи с этим необходимо проводить своевременные мероприятия по обследованию и ремонту установок, на которые затрачиваются значительные средства. Причиной этой ситуации являются проектные, технологические, монтажные и эксплуатационные факторы. В силу этого при обследованиях различных объектов обнаруживаются разнообразные отклонения от работоспособного состояния [1-16].

При проектировании силосных установок в первую очередь необходимо учитывать все нагрузки, действующие на конструкцию, а также учитывать тот фактор, что силосы работают в тяжелых условиях, и принимать во внимание нагрузки, зависящие от климатических условий, скорости ветра и количества выпадаемых